

柔軟構造体のシステム同定とロバスト制御系の設計

System Identification and Robust Control for Flexible Structures

阿部 将英¹⁾ 谷口 大樹¹⁾ 岩原 光男¹⁾ 長松昭男¹⁾
Masahide Abe, Daiki taniguchi, Mituo Iwahara, Akio Nagamatu

¹⁾法政大学大学院工学研究科機械工学専攻

This paper deals with a vibration control system for a flexible three-story structure with H-infinity controller and surface bonded PZT (lead zirconium titan ate) patches. The plant transfer function is identified by Time Based Prediction Error Method. As a reference model, plant frequency responses given by Experimental Modal Analysis are used to improve the performance of the identified function. We designed H-infinity robust controller based on the identified plant. We implemented the control system by software and hardware to evaluate the performance. The experiments result in significant decays of two modes with our control system. The decay of first mode is 22 dB and the second mode is 15 dB. And, this system is applied using the finite element method.

Keyword : H-infinity robust controller, flexible, identified function, Finite element method

1. 1. 緒言

近年、機械構造物は軽量化が進み、また高層ビルなどの建造物は長大化が進みそれぞれ柔軟化傾向にある。その結果、外乱により振動が容易に励起されるため、作業効率の低下ばかりでなく安全性を脅かす原因となっている。この振動を抑制するために現在アクティブ制振技術の実用化研究が盛んに行われている。

本研究では、コンピュータシミュレーション及び制御実験を通して、柔軟構造物における振動制御問題について H 制御の適用性を検討した。

2. 制御対象構造物

本研究の制御対象構造物はアルミニウムの三階建て構造物とした。構造物の概要を Fig.1 に、緒元を Table.1 に示す。

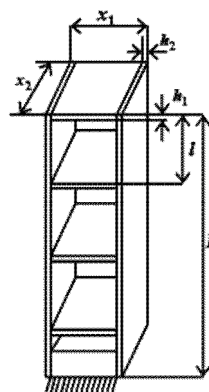


Table.1 Dimensions of Plant

Symbol	Value [mm]
L	500
l	140
h_1	2.6
h_2	1.5
x_1	107
x_2	30

Fig.1 Plant

3. モデル化及び制御系設計

3.1 実験によるシステム同定

本研究では実験によるシステム同定によりモデルを構築した。入力信号はM系列信号²⁾を用いた。また、システム同定には予測誤差法を用いた。Fig.2 にシステム同定実験の結果を

示す。50Hz までの周波数応答関数がモデル化できていることを確認できる。また Table.2 にインパルスハンマによる打撃試験との固有振動数の比較を示す。1次モード、2次モードにおける固有振動数はほぼ同じになったが、3次モードでは 10.5Hz ピークの位置がずれている。このことより、本研究では2次モードまでのピークを低減することを目的とした制御設計を試みた。

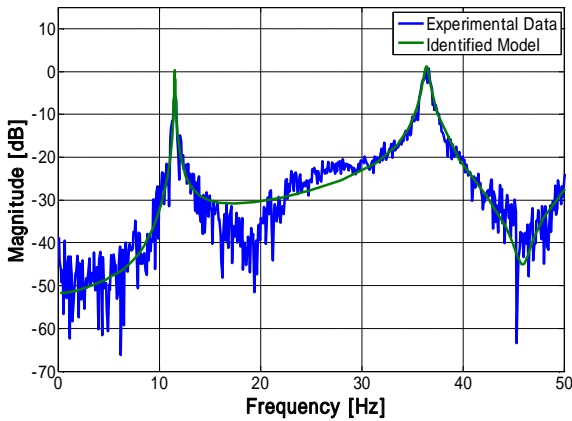


Fig.2 Frequency Response of Identified

Table.2 Comparison between Experimental Peak Frequency

	Experimental peak frequency[Hz]	Identified peak frequency[Hz]
First mode	11.5	11.9
Second mode	36.5	36.9
Third mode	65.6	55.1

3.2 制御系設計

本研究では、H 制御理論³⁾を用いて2次モードまでの制振を目的とした制御系を設計した。また、3次モード以降についてはロバスト安定を考慮した。

H 制御理論はスモールゲイン定理を用いることでロバスト安定化問題を陽に扱うことが可能で、感度最適化や外乱抑圧問題などに有効である。抑えたい物理量を入力外乱や観測雑音としてモデル化することで、外乱抑圧問題を定式化することが可能である。今回は Fig.3 のように一般化プラントを構成し制御系設計を行った。また、簡素化のため 1 入力 1 出力とする。

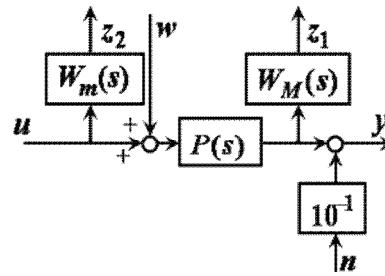


Fig.3 Block Diagram of Control System

まず、振動制御を外乱抑圧問題としてとらえ、制御対象の入力端に加わる外乱 w を出力端 z_1 で抑圧する。すなわち、

$$\left\| W_M \frac{P_r}{1 - P_r K} \right\|_{\infty} < \gamma \tag{1}$$

が可能な限り小さい γ に対して成立するように設計を行う。これにより、アクチュエータによって加えられた外乱が最上階の変位に極力影響を与えない制御系となることが期待される。なお、 W_M は重み関数、 P_r はシステム同定により導出した制御対象の伝達関数、 K はコントローラとする。

外乱抑圧制御と共通の w を使い、 z_2 へのパスで入力端における乗法的誤差を求めることで、ロバスト安定性を評価した。見積もった乗法的誤差 Δ_m に対し、

$$|\Delta_m(j\omega)| \leq |W_m(j\omega)|, \quad \forall \omega \tag{2}$$

を満たす W_m を用いて、 w から z_2 までの H ノルムを 1 未満とすれば、

$$\left\| W_m \frac{P_r K}{1 - P_r K} \right\|_{\infty} < 1 \tag{3}$$

が満たされ、ロバスト安定性が確保できる。本研究では試行錯誤の結果、以下の重み関数を設定した。

$$W_M = \frac{12.1}{0.004s + 1} \quad W_m = \frac{2.5(s + 90)}{s + 2000} \tag{4}$$

この制御系を用いて制御実験を行った。

4. 実システムへの適用

Fig.4 に示す制御ループを組み、実際に制御実験を行った。

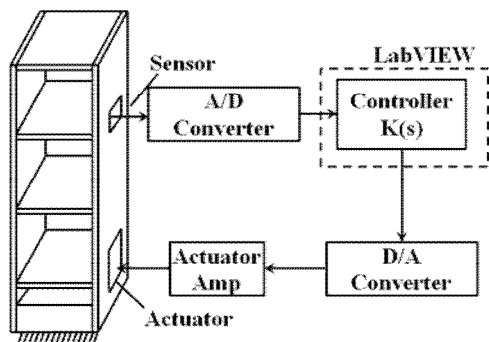


Fig.4 Configuration of Control System

まず、1 階部分に取り付けられている piezo アクチュエータから 3 秒間、M 系列信号による外乱を発生させる。その後、センサにより 3 階における外乱を計測し、A/D 変換器を介してこれらの情報を LabVIEW⁴⁾ で取り込む。LabVIEW 内には MATLAB によってあらかじめ計算された H 制御器が組み込まれており、制御信号を発生する。この信号を D/A 変換器・パワーアンプを経て、1 階部分の piezo アクチュエータに送ることで、制振力を発生する。実験結果を以下に示す。

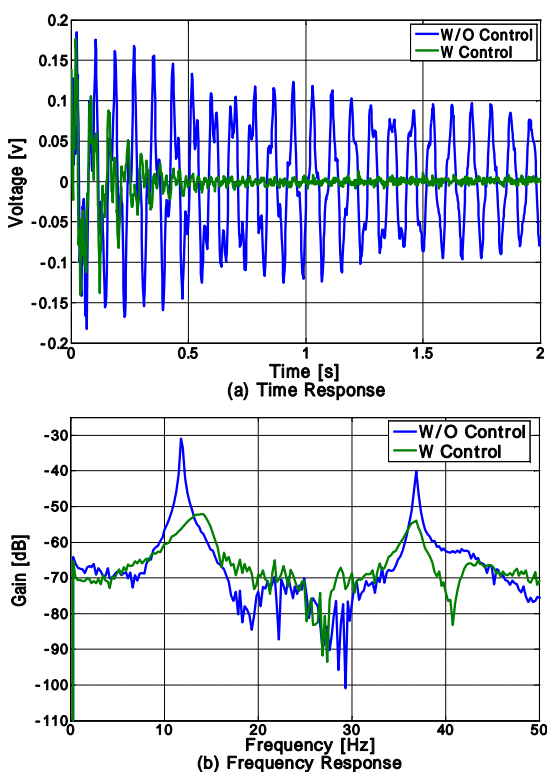


Fig.5 Measured Frequency Response with Closed-Loop System

Fig.5(a)は時間応答波形、Fig.5(b)は周波数応答波形である。Fig.5(a)より時間応答における制振効果が確認できる。また Fig.5(b)より 11Hz 付近のピークレベルは 22dB、36Hz 付近のピークレベルは 15dB 低減していることがわかる。以上のことより、非制御時に比べ制御時の応答が改善されており、その制振効果を確認できる。

また、モデル化において無視した高次のモードがフィードバック制御により不安定となるスプilloーバ現象も見られなかった。このことから、H 制御によるロバスト安定化の効果を確認することができる。

5. FEM モデルを利用した制御系設計

前章まででは実験的アプローチ、システム同定法により制御対象モデルを導出し制御系設計を行った結果を示してきた。本章では解析的アプローチにより制御対象モデルを導出し制御系設計を行なう方法について簡単に示す。簡略化のため、制御対象構造物としては前章まで使ってきた構造物の側面のみを使用し、センサーにはレーザードップラー振動計を使用した。

5.1 制御対象構造物

制御対象構造物を Fig.6 に、緒元を Table.3 に示す。制御対象構造物として、システム同定からの制御で利用した構造物を利用した。ただし、簡単化のため今回は Fig.6 のように 1 枚の板を制御対象構造物とした。

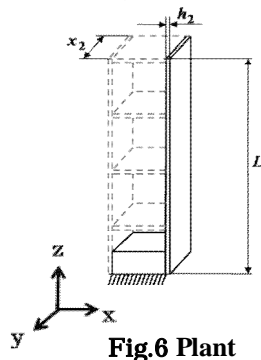


Fig.6 Plant

Table.3 Dimensions of Plant

Symbol	Value [mm]
L	500
h_2	1.5
x_2	30

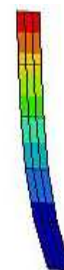


Fig.7 FEM Model

5.2 運動方程式によるモデル化

制御対象構造物においては有限要素法により 45 要素に分割し、モード解析により 3 自由度まで低減した数式モデルを利用した。有限要素モデルの作成には、Altair Hyper Mesh を使用し、モード解析には MSC Nastran を利用した。作成したモデルと実験値の固有周波数を Table.4 に示す。

Table.4 Compare of natural frequency

	Experimental peak frequency[Hz]	Identified peak frequency[Hz]
First mode	5.4	5.4
Second mode	30.1	30.5
Third mode	86.6	81.2

Table.4 より一次及び二次は近い値になっていることがわかる。3 次モードについては若干異なるものの誤差は 5%以内に収まっている。

5.3 制御系設計

制御系設計を Fig.8 に示す。ここでも 3-2 と同様に外乱抑圧問題やロバスト安定化問題を考慮し設計した。

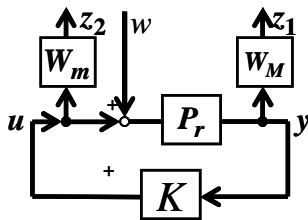


Fig.8 Block Diagram of Control System

5.4 実システムへの適用

求めた制御器を利用して LabVIEW によりプログラミングし Fig.9 に示す制御システムを構成した。

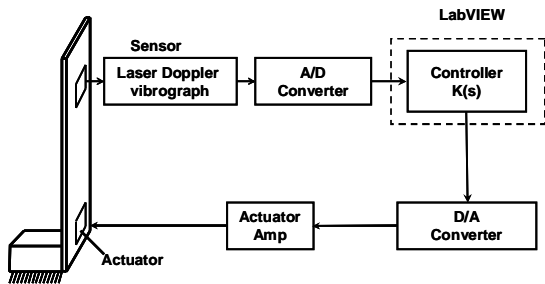


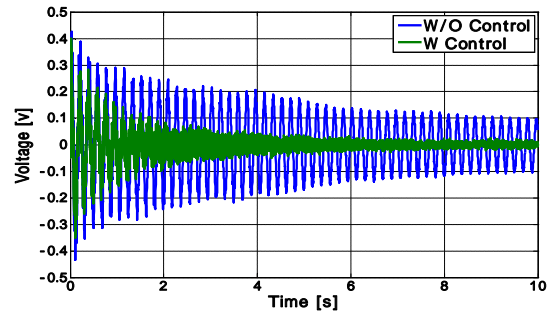
Fig.9 Configuration of Control System

まず、1 階層部分に取り付けられている piezoelectric actuator により 3 秒間の外乱 (M 系列信号) を発生させる。その後構造体の振動はレーザー Doppler 振動計により検出され A/D 変換器を経て LabVIEW

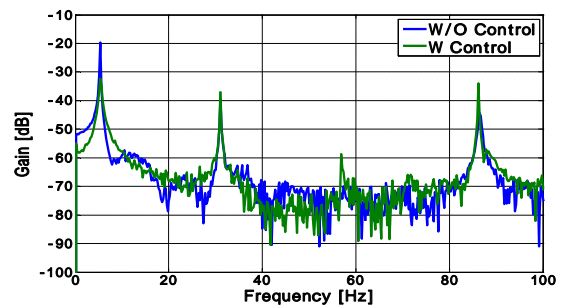
内に取り込む。LabVIEW 内にはあらかじめ MATLAB により計算されたコントローラがプログラミングされており、受け取ったデータに対する制御信号を発生させる。出力された制御信号は D/A 変換器を経て電圧信号としてパワーアンプに送り出し、piezoelectric actuator に送ることで、制振力を発生する。本実験では 500[Hz]により制御信号を発生させる。

5.5 実験結果

以下の Fig.9 に実験結果を示す。



(a) Time Response



(b) Frequency Response

Fig.10 Measured Frequency Response with Closed-Loop System

Fig.10 は、制御信号を発生した後の時間応答および、周波数応答のグラフである。Fig.10(a)より制御信号発生後は非制御時に比べ、制御時の応答が大幅に改善されており制振効果が確認できる。Fig.10(b)より周波数応答において、1 次は 12dB 低減しているが、3 次では 11dB 悪化している。これはモデル化時点での数式モデルにおいて 3 次モードでのずれが原因だと考えられる。しかし、モデル誤差及びモデル化の際に無視した高次モードがフィードバック制御により不安定になるスプールオーバー現象は起きていない。このことからロバスト安定化の効果を確認することができる。

6. 結論

- [1] システム同定によって、2 次振動数までのモデルを得ることができた。
- [2] 柔軟構造体において H 制御における制振効果及びロバスト安定性を確認した。
- [3] 有限要素法により数式モデルを導出し、制御設計を行った。
- [4] 解析的アプローチから得たモデルを利用し、H ロバスト制御を適応した。

参考文献

- [1] 長松昭男 モード解析入門 (1993)
- [2] 足立修一 制御のためのシステム同定 (1996)
- [3] 西村秀和 平田光男 MATLAB による制御系設計 (1998)
- [4] ロバート・H・ピシヨップ
LabVIEW プログラミングガイド (2005)
- [5] V.Sethi and G.Song
Multimode vibration control of a smart model
frame structure
Smart Mater. Struct,15,437-479(2006)
- [6] 片山徹 システム同定 (2004)
- [7] 梶原逸朗
モード解析による構造系と制御系の最適設計に
関する研究
- [8] 片山徹 システム同定 (2004)
- [9] 渡辺亨
現代制御・ポストモダン制御の基礎と適用事例
第三回夏の学校「制御系設計の基礎から応用ま
で」 (2005)
- [10] MSC NASTRAN 2001 日本語オンラインマニュアル,
MSC Software, 2001
- [11] MSC NASTRAN 2004 リリースガイド,
- [12] MSC Software, 2004